

[新设备·新材料·新方法]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.02.015

电动空调涡旋压缩机型线优化

孙寒晴, 苏林, 张辛辛, 李康, 方奕栋

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:为解决新能源汽车空调用涡旋压缩机在热泵工况下常出现的欠压缩以及排气温度过高的问题,课题组基于一款应用于新能源汽车的涡旋压缩机,对其型线和几何结构特征进行分析并优化涡旋型线,以改善热泵工况下涡旋压缩机的工作特性。在相同几何排量的条件下优化压缩机型线参数,并在不同的热泵工况下对改进前、后的压缩机性能进行理论计算对比。结果表明:优化后的涡旋压缩机能够改善热泵工况下的欠压缩,涡旋压缩机排气温度降低了10%~25%;而且减小压缩机功耗和增大制热量使系统制热性能系数提高了15%。优化方法达到了节能的目的。

关键词:空调热泵;涡旋压缩机;型线优化;排气温度;欠压缩

中图分类号:TH45

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2020)02-0084-06

Optimization Analysis of Scroll Compressor Profile for Electric Air Conditioning

SUN Hanqing, SU Lin, ZHANG Xinxin, LI Kang, FANG Yidong

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In order to solve the problems of under-compression and high discharge temperature of the scroll compressor used in new energy vehicle air conditioning under the heat pump conditions, the profile and geometric structure of the scroll compressor applied to new energy vehicles were analyzed and the scroll profile was optimized to improve the working characteristics of the scroll compressor under heat pump conditions. The scroll compressor profile was optimized under the same geometric displacement, and the system performance of the two scroll compressors before and after improvement were compared by theoretical calculation under different heat pump conditions. The results show that the optimized scroll compressor can improve the under-compression of the heat pump and reduce the discharge temperature by 10% to 25%. The heating coefficient of system performance increases by 15% through reducing the power consumption and increasing the heat capacity. The optimization method achieves the purpose of energy saving.

Keywords: air-conditioning heat pump; scroll compressor; profile optimization; discharge temperature; under-compression

随着新能源汽车产业的不断推进,带动汽车空调热泵系统的蓬勃发展,而压缩机作为空调热泵系统的“心脏”,为整个空调热泵系统提供循环动力,扮演着至关重要的角色。作为第4代制冷压缩机的涡旋压缩机具有体积小、质量轻、效率高、摩擦零件少、运行平稳、运行寿命长及安全性高的特点^[1-4],近几年成为众多研究者关注的热点。

涡旋压缩机在新能源汽车空调热泵上应用时,实际运行工况与乘员舱内、外环境的变化密切相关。涡旋压缩机的内容积比仅由自身结构决定,在热泵工况

下运行时存在外压比与内压比不相等的问题,出现了涡旋压缩机的欠压缩现象严重及排气温度过高等问题,影响了涡旋压缩机的工作效率。黄蕾等^[5]基于有限元方法研究出改善涡旋压缩机欠压缩现象的变基圆半径的涡旋型线;与传统的定基圆半径涡旋型线相比,变基圆半径涡旋型线的涡旋压缩机不但能承受更大的工作压力,也能够降低涡旋齿高度使得压缩机尺寸更加紧凑,同时还能够降低压缩机的重复压缩功耗,改善涡旋压缩机欠压缩。杜涛等^[6]利用变基圆半径型线的微分几何理论设计出变齿宽涡旋压缩机,并分析在

收稿日期:2019-10-07;修回日期:2020-01-02

第一作者简介:孙寒晴(1996),女,江苏徐州人,硕士研究生,主要研究方向为新能源汽车热管理。E-mail:1403848890@qq.com

温度负荷下定齿宽与变齿宽的结构应力分布,采用变齿宽的涡旋压缩机使之能够在温度载荷下承受更大的结构应力;而且变齿宽涡旋压缩机的机械强度、动涡旋盘与静涡旋盘啮合间隙的密封性能均高于定齿宽涡旋压缩机,从而提高涡旋压缩机的等熵效率和容积效率,减少排气过程等容压缩的附加功耗,改善涡旋压缩机的欠压缩问题。Liu 等^[7]基于相同几何排量、相同内容积比和相同占地尺寸的条件下研究变基圆半径型线参数的变化,在相同几何排量与容积比的条件下给出最小占地尺寸的计算公式,与传统定基圆半径涡旋压缩机相比能够降低涡旋齿高度的 4%,减小压缩机质量使得压缩机尺寸更加紧凑。为满足市场对新能源汽车空调热泵系统小型化、轻量化的要求,在设计涡旋压缩机时涡旋齿圈数一般较少。

为改善电动空调涡旋压缩机的欠压缩并降低压缩机排气温度,在符合涡旋压缩机使用负荷的前提下,课题组通过改变涡旋压缩机型线参数,设计一款具有相同几何排量、相同涡旋齿高度的涡旋压缩机。课题组通过软件绘制涡旋型线并进行双圆弧型线修正,分析改进前后的涡旋压缩机的几何结构和运动特性,采用理论计算的方式比较 2 者在热泵工况下的欠压缩严重程度及压缩机排气温度。

1 涡旋压缩机型线

涡旋压缩机的型线设计与压缩机的效率、空间利用率、密封性以及加工成本等密切相关,理论上任何满足广义条件的共轭曲线均可作为涡旋压缩机型线^{[8]113}。常用的共轭曲线有圆渐开线、正三角形渐开线、正四边形渐开线以及组合曲线,不同类型的共轭曲线构成的涡旋压缩机在性能上存在巨大差异。其中圆的渐开线易于加工,且圆渐开线的涡旋压缩机具有结构更加紧凑、工作性能更加优良的特点,目前圆渐开线仍是新能源汽车空调热泵用涡旋压缩机的型线首选。文中以圆渐开线作为涡旋压缩机型线,型线基本参数如图 1 所示。基圆半径 r ,渐开线起始角 α ,渐开角 φ ,因此,涡旋压缩机型线坐标方程可表示为:

$$\begin{cases} x = r[\cos(\varphi + \alpha) + \varphi \sin(\varphi + \alpha)]; \\ y = r[\sin(\varphi + \alpha) - \varphi \cos(\varphi + \alpha)]. \end{cases} \quad (1)$$

渐开角越大,涡旋型线越长,形成的涡旋圈数 m 也越大。加工涡旋盘时,由于加工刀具会对涡旋型线产生干涉,使得涡旋压缩机型线起始段的壁厚减少和开始排气角减小,既降低了涡旋压缩机型线起始段的强度也减小了涡旋压缩机的容积与压比^[9-10]。在实际应用中,为了减轻加工刀具对渐开线的干涉程度,一般

圆渐开线的起始段用双圆弧型线替代,达到增加壁厚,增大开始排气角的目的。

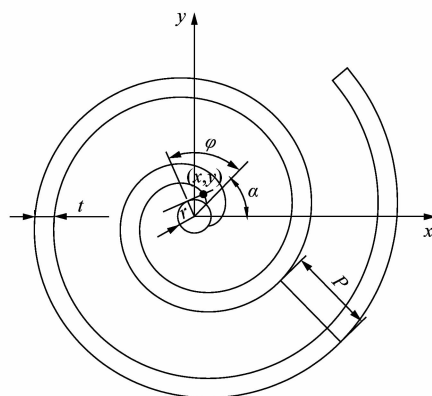


图 1 涡旋压缩机型线基本参数示意图

Figure 1 Scroll compressor profile parameters diagram

由于涡旋压缩机在运转过程中涡旋盘要承受气体力和力矩,因此在设计时涡旋盘要满足强度、刚度、加工精度以及泄漏的约束条件^{[11]10}:

- 1) $t_{\min} \leq \pi r - R \leq t_{\max}$;
- 2) $H/t = 6 \sim 7, H/P = 1.50 \sim 1.65$ 。

式中: $t_{\min}$ 为涡旋盘最小壁厚, mm; $t_{\max}$ 为涡旋盘最大壁厚, mm; R 为动涡旋盘轨迹圆半径, mm; H 为涡旋盘高度, mm; P 为涡旋盘节距, mm。

在保证相同几何排量又满足强度和刚度等约束条件下,针对已应用于新能源汽车的涡旋压缩机型线进行优化。优化前后涡旋压缩机型线对比如图 2 所示。

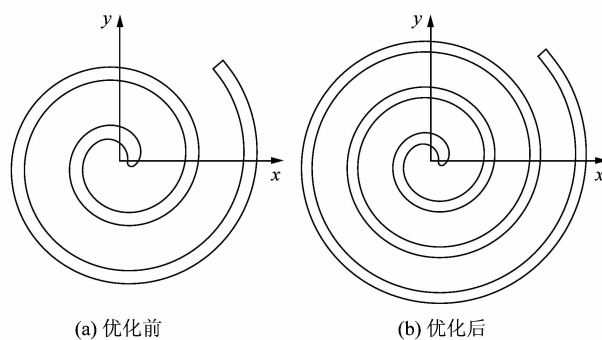


图 2 涡旋压缩机型线对比

Figure 2 Comparison of scroll compressor profiles

涡旋压缩机型线基本参数如表 1 所示。

2 涡旋压缩机结构特性

动涡旋盘以基圆圆心为中心沿着轨迹圆做回转平动,压缩腔容积随着动涡旋盘的转动不断缩小,压缩腔内压力不断升高。将一对具有相同涡旋参数的涡旋盘中的一个旋转 180° ,沿着静涡旋盘外部型线最终点与

静涡旋盘基圆切线的方向平移轨迹圆半径 R 的距离,使 2 个涡旋体互相相切接触,构成若干对月牙形空间,即涡旋压缩机的压缩腔容积,如图 3~4 所示。

表 1 涡旋压缩机型线参数对比

Table 1 Comparison of scroll compressor type parameters

型线状态	涡旋圈数 m	基圆半径 r/mm	渐开线起始角 α/rad	外部型线展角 φ_e/rad
优化前	2.25	2.8	0.71	15.55
优化后	3.25	2.2	0.73	21.88

型线状态	壁厚 t/mm	节距 P/mm	涡旋齿高 H/mm
优化前	4.0	17.6	22.3
优化后	3.2	13.8	22.3

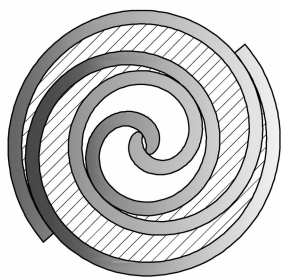


图 3 涡旋圈数为 2.25 的涡旋压缩机

Figure 3 Scroll compressor with vortex number of 2.25

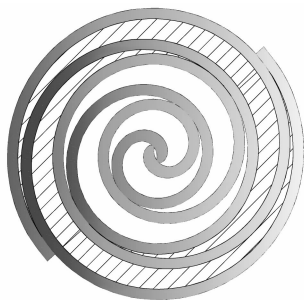


图 4 涡旋圈数为 3.25 的涡旋压缩机

Figure 4 Scroll compressor with vortex number of 3.25

动涡旋盘转动的角度为回转角 θ , 定义动涡旋盘相对静涡旋盘旋转 180° 并移动轨迹圆半径 R 的距离安装时的角度, 为回转角 $\theta = 0$ 。吸气容积是指动涡旋盘转动到最外侧压缩腔刚刚闭合时的容积, 即回转角 $\theta = 0$ 时 2 个涡旋体相切, 此时最外侧压缩腔容积即吸气容积。

压缩腔容积相当于压缩腔投影面积与涡旋齿高的乘积。压缩腔投影面积可以利用圆的渐开线与基圆间的面积积分求出, 压缩腔投影面积等于动涡旋盘内部型线与静涡旋盘外部型线分别与基圆围成的面积之

差, 如图 3~4 阴影部分所示。那么引入涡旋盘节距 P 、涡旋盘壁厚 t 后, 压缩腔容积可以表示为

$$V_i = \pi P(P - 2t) \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) H. \quad (2)$$

式中: i 为从外而内压缩腔编号, i 不等于 1; t 为涡旋壁厚, mm; θ 为动涡旋盘的回转角, rad。

那么, 涡旋压缩机吸气容积可表示为

$$V_s = \pi P(P - 2t) (2i - 1) H. \quad (3)$$

吸气容积与压缩结束容积的比值定义为内容积比 ε , 内容积比表征涡旋压缩机压缩能力。

$$\varepsilon = \frac{V_s}{V_{\theta^*}}. \quad (4)$$

式中: V_s 为吸气容积, m^3 ; V_{θ^*} 为排气容积, m^3 。

动涡旋盘围绕轨迹圆回转平动的回转角为 θ^* 时, 压缩机刚好进入排气阶段, 此时回转角 θ^* 即为开始排气角, V_{θ^*} 即为排气容积。本文中改进前后的涡旋压缩机具有相同的吸气容积, 从图中 3~4 中可以看出涡旋圈数为 3.25 的涡旋压缩机的压缩行程较长, 排气容积较小, 因此具有更高的容积比。

涡旋压缩机静盘直径是指动涡旋盘外侧型线最终点与静涡旋盘的基圆圆心的连线, 其在数值上等于动涡旋盘直径加上轨迹圆直径, 可粗略反映涡旋压缩机最小占地尺寸。

优化前后涡旋压缩机结构参数如表 2 所示。

表 2 涡旋压缩机结构参数对比

Table 2 Comparison of structural parameters of scroll compressors

涡旋圈数 m	排气角 θ^*/rad	旋转半径 R/mm	吸气容积 V_s/cm^3	内容积比 ε	内压力比 ε_p	静盘直径 D/mm
2.25	6.44	4.84	35.78	1.54	1.61	96.92
3.25	6.44	3.69	35.78	2.52	2.79	103.76

3 涡旋压缩机性能对比

3.1 理论循环

热泵系统循环过程如图 5 所示, 压缩机吸气状态点 1 经过压缩后压力升高至点 2, 由于涡旋压缩机存在欠压缩现象, 因此 2 点压力低于冷凝压力。压缩机出口为高温高压制冷剂蒸气, 此时状态为 2 k 点, 经冷凝器冷凝放热后达到过冷状态点 4, 进入膨胀阀节流降压变为状态点 5, 再经过蒸发器蒸发吸热后重新回到压缩机, 完成循环。

制冷剂单位质量制热量为

$$q = h_{2k} - h_4; \quad (5)$$

制冷剂单位质量制冷量为

$$q_0 = h_1 - h_5; \quad (6)$$

制冷剂单位质量功耗为

$$w = h_{2k} - h_1; \quad (7)$$

制冷剂单位质量欠压缩功耗为

$$w_0 = h_{2k} - h_2. \quad (8)$$

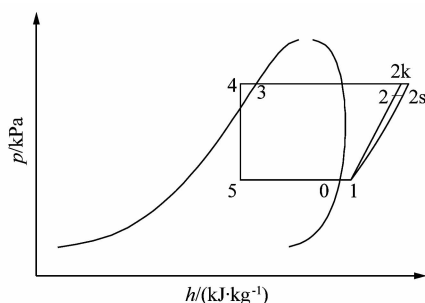


图5 系统循环压焓图

Figure 5 Cyclic pressure and enthalpy diagram of system

3.2 计算结果

基于某款应用于新能源汽车的涡旋圈数为2.25的压缩机与优化后涡旋圈数为3.25的压缩机系统进行性能理论计算,其中所选制冷剂为R134a,压缩机转速5 000 r/min;根据GB/T 22068—2018《汽车空调用电动压缩机总成》,制定涡旋压缩机运行工况^{[12]3},如表3所示。

表3 涡旋压缩机运行工况参数

Table 3 Operating parameters of scroll compressors

类别	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	过热温度/℃	过冷温度/℃
热泵名义制热	-1	43	10	5
低温热泵名义制热	-15	35	10	5
名义制冷	7	55	10	5

图6和图7显示,在热泵名义制热和低温热泵制热工况下冷凝温度保持不变,优化前后涡旋压缩机的制热量都随蒸发温度的降低而降低。由压焓图可知蒸发温度降低导致吸气状态点的比容增加,在相同吸气容积的条件下压缩机吸气量下降,因此制热量随蒸发温度降低而减少;蒸发温度的降低也加重了压缩机的内部泄露量,也是导致制热量降低的原因之一。由于3.25圈涡旋压缩机的密封性较好和压缩行程较长,制热量理论上应略大于2.25圈涡旋压缩机,但是由于3.25圈压缩机压比较大,导致压缩结束状态点的压力较高,焓值小于2.25圈涡旋压缩机压缩结束点焓值,所以3.25圈压缩机的制热量略低于2.25圈压缩机的制热量。

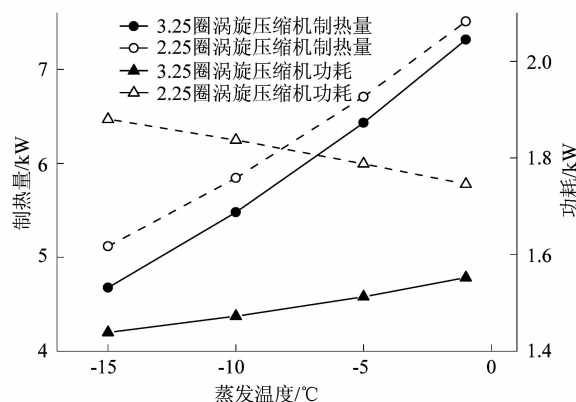


图6 热泵名义制热工况下制热量与功耗对比

Figure 6 Comparison of heating capacity and power consumption under heat pump nominal conditions

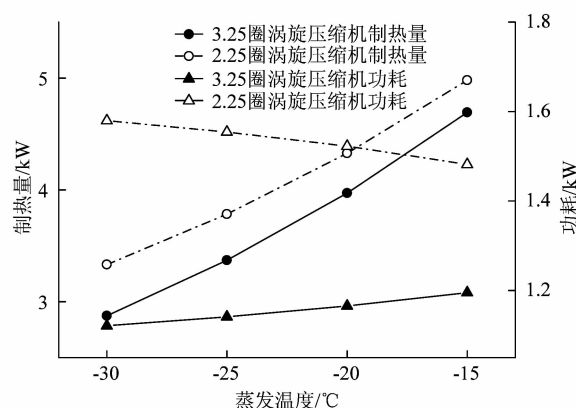


图7 低温热泵名义制热工况下制热量与功耗对比

Figure 7 Comparison of heating capacity and power consumption under cryogenic heat pump nominal conditions

从图6到图9单位功耗与总功耗的变化趋势可知,在2种工况下3.25圈涡旋压缩机的功耗恒小于2.25圈压缩机,这是因为3.25圈压缩机的压缩行程较长、压比大,在相同功耗的条件下能达到更高的排气压力,所以在相同排气压力的情况下3.25圈压缩机功耗更少,节能效果显著。并且对于压比小于3的压缩机,功耗随压比的增大而减小^[13],也证明了3.25圈压缩机更加节能环保,与2.25圈压缩机相比,3.25圈的压缩机功耗降低了10%~30%。同时,优化前后涡旋压缩机的单位功耗都是随着蒸发温度的降低而增加,但是图6和图7中3.25圈压缩机总功耗随蒸发温度降低而减小,主要影响因素是吸气量,虽然单位功耗随蒸发温度降低而增加,但是压缩机吸气量也在随蒸发温度而减少,且吸气量的降低速率高于单位功耗的增长速率,所以总功耗随蒸发温度降低的趋势是不一定

的,既能够降低也能够增加。

图8和图9所示优化前后涡旋压缩机的欠压缩功耗是随蒸发温度的降低而增大的,由于3.25圈压缩机压比的增大,3.25圈压缩机欠压缩功耗恒低于2.25圈压缩机;且与2.25圈压缩机相比较,3.25圈压缩机的欠压缩功耗降低了40%~70%。

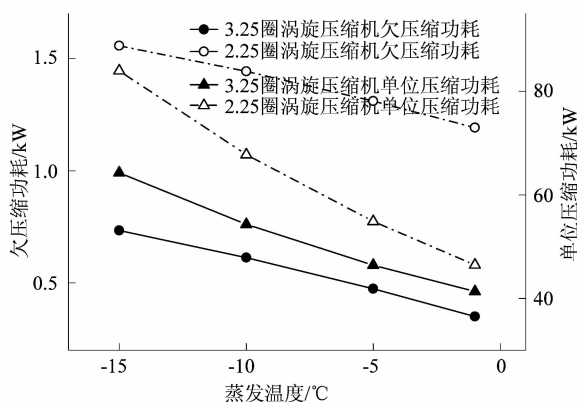


图8 热泵名义制热工况下欠压缩功耗与单位功耗对比

Figure 8 Comparison of under-compression consumption and unit power consumption under heat pump nominal conditions

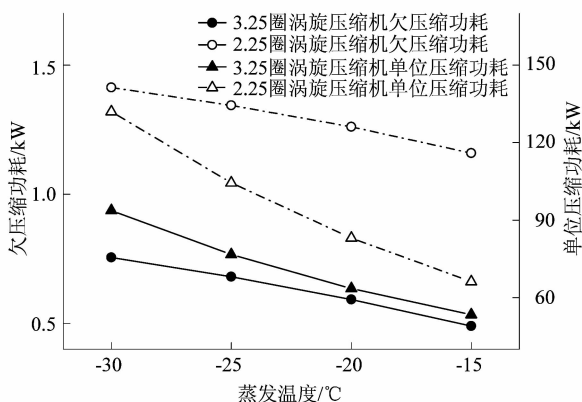


图9 低温热泵名义制热工况下欠压缩功耗与单位功耗对比

Figure 9 Comparison of under-compression consumption and unit power consumption under cryogenic heat pump nominal conditions

图10和图11中优化前后涡旋压缩机的制热性能系数 C_{COP} 随蒸发温度的降低而降低。虽然3.25圈压缩机制热量略低于2.25圈压缩机,但是功耗远低于2.25圈压缩机,所以制热性能系数 C_{COP} 恒大于2.25圈涡旋压缩机,其系统性能系数提高了15%,由此可见3.25圈涡旋压缩机良好工作性能。

同时从排气温度变化曲线可以看出,由于蒸发温度的降低压缩机吸气量减少,电机损耗以及摩擦对气体的影响使得排气温度随蒸发温度的降低而升高,且3.25圈压缩机的排气温度远远低于2.25圈涡旋压缩机,排气温度降低了10%~25%。

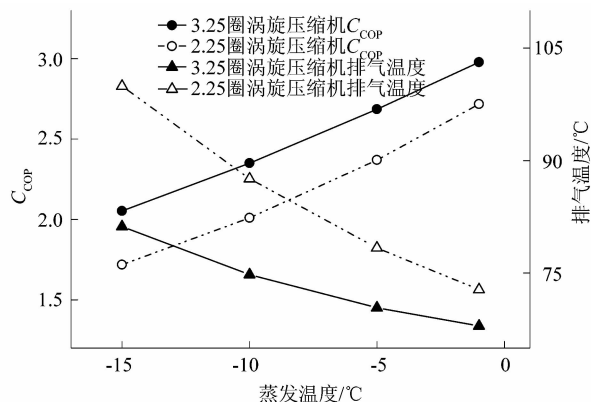


图10 热泵名义制热工况下 C_{COP} 与排气温度对比

Figure 10 Comparison of C_{COP} and discharge temperature under heat pump nominal conditions

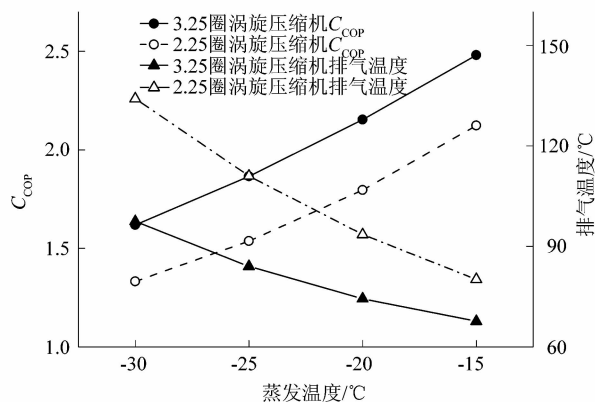


图11 低温热泵名义制热工况下 C_{COP} 与排气温度对比

Figure 11 Comparison of C_{COP} and discharge temperature under cryogenic heat pump nominal conditions

汽车空调用涡旋压缩机一般按照设计工况进行设计,涡旋压缩机的内容积比只取决于压缩机自身结构,在压缩机运行工况偏离设计工况时,涡旋压缩机会出现欠压缩或过压缩现象。欠压缩现象发生于压缩机排气压力低于冷凝压力,压缩机排气的瞬间发生等容压缩,导致压缩机等熵效率下降,引起附加的功率损失。从图8和图9计算结果看出,2款压缩机的欠压缩现象随着蒸发温度的降低越来越严重,但是涡旋圈数为3.25的压缩机与涡旋圈数为2.25的压缩机相比,

3. 25 圈压缩机能够减小涡旋压缩机欠压缩功耗。

优化前后涡旋压缩机在名义制冷工况下的性能参数对比如图 12 和图 13 所示。由于 2 款涡旋压缩机具有相同的几何排量,所以在相同工况下制冷量相同。图 12 中 3.25 圈压缩机的功耗与欠压缩功耗都是恒低于 2.25 圈压缩机,这是因为 3.25 圈压缩机的密封性较高、压缩行程较长,且压比高。在制冷量相同的条件下,由于功耗的减少,所以 3.25 圈压缩机的性能系数较高,其性能系数比 2.25 圈压缩机提高了 12% ~ 18%,同时排气温度降低了 6% ~ 10%。

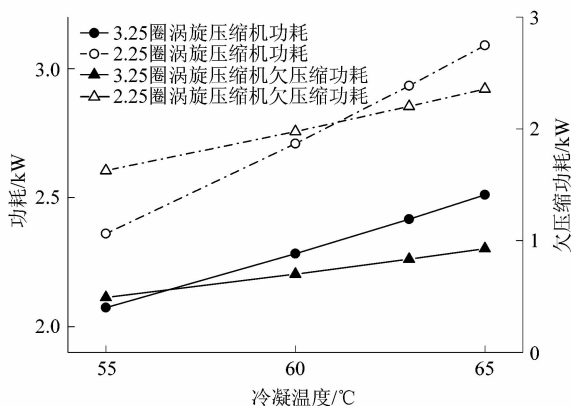


图 12 名义制冷工况下功耗与欠压缩功耗对比

Figure 12 Comparison of power consumption and under-compression power consumption under nominal refrigerating conditions

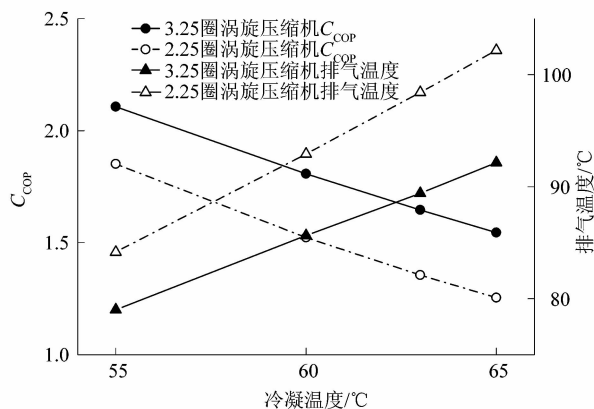


图 13 名义制冷工况下 C_{COP} 与排气温度对比

Figure 13 Comparison of C_{COP} and discharge temperature under nominal refrigerating conditions

4 结论

1) 课题组通过优化涡旋压缩机型线改善了热泵工况下涡旋压缩机的欠压缩现象及降低压缩机排气温度,提高了涡旋压缩机在热泵工况下运行的可靠性和稳定性。

2) 研究结果表明在相同几何排量条件下,涡旋压缩机圈数为 3.25 的涡旋压缩机相比 2.25 圈涡旋压缩机能够有效减小压缩机功耗,其排气温度降低了 10% ~ 25%,系统制热性能系数提高了 15%。

3) 在名义制冷工况下,优化后的 3.25 圈涡旋压缩机能够提高制冷性能系数,降低排气温度。

参考文献:

- [1] 唐景春,左承基. 电动汽车空调热泵型涡旋压缩机结构分析[J]. 制冷学报,2014,35(2):54-58.
- [2] 王磊. 压缩机市场发展分析[J]. 制冷技术,2018,38(增刊1):6-23.
- [3] 李玉斌,谢利昌,初琦,等. 压缩机市场发展分析[J]. 制冷技术,2019,39(增刊1):8-39.
- [4] 朱福根,熊树生,周超,等. 汽车空调控制系统的低成本设计研究[J]. 机电工程,2017,34(3):315-320.
- [5] 黄蕾,唐景春,薛继鹏. 汽车空调用变基圆半径渐开线涡旋压缩机的研究[J]. 低温与超导,2014,42(3):44-47.
- [6] 杜涛,孟晓磊,唐景春. 电动汽车空调涡旋压缩机的变齿宽结构分析[J]. 低温与超导,2016,44(7):63-66.
- [7] LIU Y G, HUANG C H, CHANG Y C. Study on involute of circle with variable radii in a scroll compressor[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(11):1520-1536.
- [8] 吴业正,李红旗,张华. 制冷压缩机[M]. 北京:机械工业出版社,2010:111-142.
- [9] 李连生. 涡旋压缩机[M]. 北京:机械工业出版社,1998:1-151.
- [10] 贾卿晨. 涡旋压缩机变齿宽结构优化研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2017:4-26.
- [11] 韩宾. 汽车空调涡旋压缩机研究[J]. 压缩机技术,2003(6):10.
- [12] 中国机械工业联合会. 汽车空调用电动压缩机总成:GB/T 22068—2018[S]. 北京:中国标准出版社,2018:3.
- [13] 陈志明,乔宗亮,邱凯. 空调用涡旋压缩机变工况性能实验[J]. 流体机械,1994,22(6):51-55.